

ANTRIEBSSTRANG UND VERFAHREN ZUM STEuern UND REGELN EINES ANTRIEBSSTRANGES

5 Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang eines
Fahrzeugs mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen
und mit einem zwischen einer Antriebsmaschine und den Fahr-
zeugachsen angeordneten Hauptgetriebe und ein Verfahren zum
10 Steuern und Regeln eines derartigen Antriebsstranges gemäß
den Merkmalen des Oberbegriffes des Patentanspruches 10.

In aus der Praxis bekannten Antriebssträngen von Fahr-
zeugen wird ein von einer Antriebsmaschine erzeugtes An-
triebsmoment bedarfsgerecht über ein Getriebe zu den An-
15 triebsrädern geleitet. Sind Fahrzeuge, wie Allrad-PKWs oder
Allrad-LKWs, mit mehreren angetriebenen Achsen ausgeführt,
wird die Leistung der Antriebsmaschine im Antriebsstrang
eines derartigen Fahrzeugs auf die einzelnen Antriebsachsen
und die verschiedenen Antriebsräder verteilt.

20 Die vorbeschriebene Leistungsverteilung erfolgt im
allgemeinen mit sogenannten Differentialgetrieben, wobei
Längsdifferentialgetriebe in Fahrtrichtung gesehen zur
Längsverteilung der Antriebsleistung der Antriebsmaschine
25 auf mehrere angetriebene Fahrzeugachsen eingesetzt werden.
Sogenannte Querdifferentiale bzw. Ausgleichsgetriebe sind
in Bezug auf die Fahrtrichtung eines Fahrzeugs für eine
Querverteilung der Antriebsleistung auf Antriebsräder einer
Fahrzeugachse vorgesehen.

30 Die in der Praxis herkömmlich verwendeten Bauarten von
Differentialgetrieben sind sogenannte Kegelraddifferentia-
le, Stirnraddifferentiale in Planetenbauweise oder auch

Schneckenraddifferentiale. Insbesondere Stirnraddifferentiale werden wegen der Möglichkeit zur unsymmetrischen Momentenverteilung meist als Längsdifferentiale eingesetzt. Kegelraddifferentiale sind mittlerweile für einen Querausgleich bei Fahrzeugen Standard. Schneckenraddifferentiale werden sowohl zur Längsverteilung als auch für eine Querverteilung eingesetzt.

Bei derartigen aus der Praxis bekannten differentialgesteuerten Allradantrieben bzw. Allradsystemen erfolgt die Momentenverteilung auf die Vorder- und die Hinterachse durch ein Planetenrad- oder ein Kegelradifferential. Mit Planetenraddifferentialen ist das Antriebsmoment durch Wahl der Übersetzung beliebig auf die beiden Antriebsachsen bzw. Fahrzeugachsen verteilbar. Gängige Momentenaufteilungen zwischen Vorder- und Hinterachse liegen bei 50% : 50% bis 33% : 66%. Bei Kegelradifferentialen liegt die Momentenverteilung fest bei 50% : 50%. Durch die Wahl eines festen Momentenverhältnisses zwischen Vorder- und Hinterachse ist die Zugkraftaufteilung nur für einen Punkt, den Auslegungspunkt, ideal.

Das Antriebsmoment wird also nicht proportional zu der dem momentanen Fahrzustand entsprechenden Achslast aufgeteilt. Sollen bei hohem Schlupf die Traktionsreserven vollständig ausgenutzt werden, was theoretisch nur bei variabler Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse möglich ist, kann das Längsdifferential gebremst oder gesperrt werden. Durch eine mit zunehmender Drehzahldifferenz kontinuierlich einsetzende Sperrwirkung, wie beispielsweise mittels einer Viskosperre, wird dabei das Fahrverhalten nicht negativ beeinflusst, und dauerhafte Verspannungen im

Antriebsstrang, wie sie bei formschlüssigen Sperren auftreten, werden vermieden.

5 Darüber hinaus sind sogenannte kupplungsgesteuerte Allradantriebe bekannt, bei welchen Kupplungen, wie beispielsweise Lamellenkupplungen, mit von außen einstellbarem Kupplungsmoment eingesetzt werden. Dabei kann das Kupplungsmoment entsprechend dem momentanen Fahrzustand des
10 Fahrzeugs gewählt werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Momentenaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse an die dynamischen Achslaständerungen, also abhängig von Beschleunigung, Steigung, Beladung usw., anzupassen.

15 Weiters sind Mischformen, d. h. sogenannte differential- und kupplungsgesteuerte Systeme, bekannt, bei welchen der Allradantrieb über eine elektronisch schaltbare Lamellenkupplung und/oder ein sperrbares Differential realisiert ist.

20 Nachteilig dabei ist jedoch, dass eine variable Momentenverteilung im Antriebsstrang durch einen Schlupfbetrieb der Kupplungen erreicht wird, was eine Wirkungsgradverschlechterung eines solchen Antriebsstranges zur Folge hat.

25 Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Antriebsstrang und ein Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges zur Verfügung zu stellen, mit welchen eine einfache, bedarfsgerechte und wirkungsgradoptimierte Verteilung eines Antriebsmomentes
30 auf mehrere Antriebsachsen durchführbar ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem Antriebsstrang gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 und einem

Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 10 gelöst.

Mit dem erfindungsgemäßen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, der mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und mit einem Hauptgetriebe zwischen einer Antriebsmaschine und den Fahrzeugachsen zum Darstellen von verschiedenen Übersetzungen ausgeführt ist, und der jeweils in den Längsantriebssträngen zwischen dem Hauptgetriebe und den Fahrzeugachsen eine steuer- und regelbare reibschlüssige Kupplung aufweist, deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine Aktuatorik einstellbar ist, ist ein Antriebsmoment der Antriebsmaschine zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen in Abhängigkeit der variierbaren Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen verteilbar, wobei jeweils eine der Kupplungen zum variablen Verteilen des Antriebsmomentes zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen schlupfend betreibbar ist, während eine weitere Kupplung in einem synchronen Zustand haltbar ist.

Dadurch wird erreicht, dass die Verlustleistung des kupplungsgesteuerten Allradantriebes eines Fahrzeuges immer nur in einer der Kupplungen der Längsantriebsstränge auftritt, während die andere Kupplung verlustfrei in einem synchronen Zustand betrieben wird.

Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges, bei welchem zur Verteilung eines Antriebsmomentes zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen die Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen derart eingestellt werden, dass eine der Kupplungen der Längsantriebsstränge in einem synchronen Zustand betrieben wird, während die andere Kupplung schlupfend betrieben

wird, ist der Wirkungsgrad des Antriebsstranges auf einfache Art und Weise verbesserbar. Dazu wird die Übertragungsfähigkeit der Kupplung, die schlupfend betrieben wird, zwischen einem unteren Grenzwert und einem oberen Grenzwert, der einem synchronen Zustand der zweiten Kupplung entspricht, variiert. Hierbei ist das Antriebsmoment in beliebigen Verhältnissen, d. h. mit Verteilungsgraden des Antriebsmomentes zwischen 0 % und 100%, zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen bedarfsgerecht und wirkungsgradoptimiert verteilbar.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen.

Es zeigt:

Fig.1 eine stark schematisierte Darstellung eines erfindungsgemäßen Antriebsstranges eines Fahrzeuges;

Fig.2 eine grafische Darstellung eines Zusammenhanges zwischen den Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen des Antriebsstranges gemäß Fig. 1 und einem Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen des Antriebsstranges;

Fig.3 eine Prinzipskizze einer ersten Ausführungsform einer Aktuatorik zum Einstellen der Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen aus Fig. 1;

Fig.4 eine zweite Ausführungsform der Aktuatorik zur Einstellung der Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen aus Fig. 1;

Fig.5 ein drittes Ausführungsbeispiel der Aktuatorik des erfindungsgemäßen Antriebsstrangs;

Fig.6 ein viertes Ausführungsbeispiel der Aktuatorik, wobei jeweils eine Kupplung von einem Antriebsaggregat antreibbar ist; und

Fig.7 ein fünftes Ausführungsbeispiel der Aktuatorik des erfindungsgemäßen Antriebsstranges.

Fig. 1 zeigt einen Antriebsstrang 1 eines allradgetriebenen Fahrzeugs in einer stark schematisierten Darstellung. Der Antriebsstrang 1 umfaßt ein Antriebsaggregat bzw. eine Brennkraftmaschine 2 und ein Hauptgetriebe 3, welches jedes an sich aus der Praxis bekannte Getriebe sein kann.

Zwischen dem Hauptgetriebe 3, welches zur Darstellung unterschiedlicher Übersetzungen vorgesehen ist, und zwei antreibbaren Fahrzeugachsen 4, 5 des Fahrzeuges, die in bekannter Weise auf jeder Fahrzeugseite mit wenigstens einem Antriebsrad 6, 7 verbunden sind, sind zwei Kupplungen k_{HA} und k_{VA} in Längsantriebssträngen 1_{HA} und 1_{VA} angeordnet, d. h. zwischen dem Hauptgetriebe 3 und Einrichtungen 8, 9 zum Ausgleichen von Differenzdrehzahlen zwischen den Antriebsrädern 6 der Fahrzeugachse 4 und den Antriebsrädern 7 der Fahrzeugachse 5, welche Einrichtungen 8, 9 vorliegend als an sich bekannte Querverteilergetriebe ausgeführt sind. Des Weiteren wird der den Antriebsachsen 4

und 5 jeweils zugeführte Teil des Antriebsmomentes über die Einrichtungen 8, 9 zu den Antriebsrädern 6 und 7 weitergeleitet und zwischen den Antriebsrädern 6 bzw. 7 der betreffenden Antriebsachse 4 bzw. 5 bedarfsgerecht verteilt.

5

Die beiden Querverteilergetriebe 8 und 9 bieten die Möglichkeit, die Antriebsräder 6 und 7 der Antriebsachsen 4 und 5 unabhängig voneinander entsprechend den verschiedenen Weglängen der linken bzw. rechten Fahrspur mit unterschiedlichen Drehzahlen anzutreiben, wodurch das Antriebsmoment symmetrisch und somit giermomentenfrei zwischen zwei Antriebsrädern 6 bzw. 7 einer Antriebsachse 4 bzw. 5 verteilbar ist.

10

Die beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} sind vorliegend als steuer- und regelbare reibschlüssige Lamellenkupplungen ausgeführt, deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine in Fig. 3 bis Fig. 7 in verschiedenen Ausführungen dargestellte Aktuatorik 10 einstellbar ist und die im Bereich eines Getriebeausgangs eines in Fig. 1 lediglich schematisch dargestellten Verteilergetriebes 11 angeordnet sind. Mit den Kupplung k_{HA} und k_{VA} besteht die Möglichkeit, ein Antriebsmoment der Antriebsmaschine 2 bzw. Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 variabel und bedarfsgerecht zwischen den beiden antreibbaren Fahrzeugachsen 4, 5 zu verteilen.

20

25

30

Die Ansteuerung der beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} sowie die daraus resultierende Verteilung des anliegenden Antriebsmomentes auf die beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 wird anhand der Darstellung in Fig. 2 näher erläutert.

Fig. 2 zeigt drei stark schematisierte Verläufe, wovon ein erster Verlauf gk_VA einen Verlauf einer Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_VA zwischen einem unteren Grenzwert $W(u)$ und einem oberen Grenzwert $W(o)$ darstellt. Ein weiterer Verlauf gk_HA stellt den Verlauf der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_HA dar, der mit dem Verlauf gk_VA der ersten Kupplung k_VA korrespondiert. Ein dritter Verlauf gvt stellt den Verlauf eines Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 graphisch dar, wobei die Fahrzeugachse 4 vorliegend die Vorderachse (VA) und die Fahrzeugachse 5 die Hinterachse (HA) eines Allradfahrzeuges darstellt.

Im Punkt I, in welchem die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_VA dem unteren Grenzwert $W(u)$ entspricht, wird über die erste Kupplung k_VA im wesentlichen kein Drehmoment übertragen. Gleichzeitig ist die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_HA auf den oberen Grenzwert $W(o)$ eingestellt, bei dem sich die zweite Kupplung k_HA in einem synchronen Zustand befindet und zwischen den beiden Kupplungshälften der zweiten Kupplung k_HA kein Schlupf auftritt. In diesem Betriebszustand der beiden Kupplungen k_VA und k_HA wird das gesamte Antriebsmoment der Antriebsmaschine 2 auf die Hinterachse 5 geführt.

Im Bereich zwischen dem Punkt I und einem zweiten Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 2 wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_HA derart gesteuert und geregelt eingestellt, dass die Kupplung k_HA in ihrem synchronen Zustand verbleibt. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_VA von ihrem unteren Grenzwert $W(u)$, bei dem sie kein Drehmoment überträgt, in Richtung des oberen Grenzwertes $W(o)$ der Übertragungsfähig-

keit verändert, bei welchem sich die erste Kupplung k_{VA} ebenfalls in ihrem synchronen Zustand befindet. Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} im Bereich zwischen dem Punkt I und dem Punkt II stetig angehoben wird. Dies hat zur Folge, dass sich der Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 ändert, da mit steigender Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} ein zunehmender Teil des Antriebsmomentes auf die vordere Fahrzeugachse 4 geführt wird.

Bei Vorliegen des Betriebszustandes des Antriebsstranges 1, der dem Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 2 entspricht und bei dem sich beide Kupplungen k_{VA} und k_{HA} in synchronem Zustand befinden, liegt ein definierter Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachse 4 und 5 vor.

In einem Bereich zwischen dem zweiten Punkt II und einem dritten Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 2 wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} derart geregelt und gesteuert eingestellt, dass die erste Kupplung k_{VA} in ihrem Synchronzustand gehalten wird. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} ausgehend von dem oberen Grenzwert $W(o)$ der Übertragungsfähigkeit, bei welchem die zweite Kupplung k_{HA} synchron ist, stetig in Richtung des unteren Grenzwertes $W(u)$ der Übertragungsfähigkeit reduziert, bei dem die zweite Kupplung k_{HA} im Wesentlichen kein Drehmoment mehr in Richtung der hinteren Fahrzeugachse 5 überträgt.

Wie der Fig. 2 zu entnehmen ist, steigt der Verlauf gvt des Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den

Fahrzeugachsen 4 und 5 mit zunehmender Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} bis hin zu seinem maximalen Wert im Punkt III an, bei dem das Antriebsmoment vollständig auf die Vorderachse 4 übertragen wird.

5

Mittels der beiden steuer- und regelbaren Kupplungen k_{HA} und k_{VA} besteht die Möglichkeit, das Antriebsmoment der Brennkraftmaschine 2 bzw. das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 bedarfsgerecht, stufenlos und wirkungsgradoptimiert zwischen den Fahrzeugachsen 4 und 5 zu verteilen. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades wird durch die vorbeschriebene erfindungsgemäße Vorgehensweise bei der Steuerung und Regelung der beiden Kupplungen erreicht, da stets eine der beiden Kupplungen k_{VA} bzw. k_{HA} schlupffrei betrieben wird, während die andere Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} mit einer mit der betriebssituationsabhängigen Antriebsleistungsverteilung im Antriebsstrang korrespondierenden Differenzdrehzahl betrieben wird. Mittels dieser Betriebsstrategie lassen sich die Reibungsverluste mit allen Vorteilen eines kupplungsgesteuerten Allradantriebes minimieren.

Des Weiteren besteht durch den Einsatz der beiden steuer- und regelbaren Kupplungen k_{VA} , k_{HA} im Verteilergetriebe 11 vorteilhafterweise die Möglichkeit, das Hauptgetriebe 3 ohne ein separates Anfahr-element, wie beispielsweise einen hydrodynamischen Drehmomentwandler oder eine reibschlüssige Anfahrkupplung, auszuführen oder ein Anfahr-element als zusätzliches Bauelement in den Antriebsstrang integrieren zu müssen, da entweder eine der beiden Kupplungen k_{VA} bzw. k_{HA} oder beide Kupplungen k_{VA} und k_{HA} die Funktion eines Anfahr-elementes übernehmen können.

Ist das Hauptgetriebe 3 beispielsweise als ein stufenloses Getriebe mit einem Kettenvariator ausgeführt, besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, den Variator bei stehendem Fahrzeug in seine Anfahrübersetzung zu verstellen, da der stehende Abtrieb des Fahrzeuges bei geöffneten Kupplungen k_{VA} und k_{HA} von dem Hauptgetriebe 3 getrennt ist.

Darüber hinaus ist aufgrund der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Antriebsstranges 1 mit den zwei Kupplungen k_{VA} und k_{HA} eine optimale Beeinflussung der Fahrdynamik, der Traktion sowie der Stabilität eines mit dem erfindungsgemäßen Antriebsstranges ausgeführten Fahrzeuges gewährleistet, und der Antriebsstrang ist zudem im Vergleich zu aus der Praxis bekannten Lösungen mit einem geringeren Gewicht ausführbar.

In Fig. 3 bis Fig. 7 sind fünf Ausführungsbeispiele der in Fig. 1 lediglich schematisiert dargestellten Aktuatorik 10 zum Steuern und Regeln der beiden Kupplungen k_{VA} und k_{HA} dargestellt, wobei in der Beschreibung zu Fig. 3 bis Fig. 7 für bau- und funktionsgleiche Bauteile der Übersichtlichkeit halber dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Bei den in Fig. 3 bis Fig. 6 dargestellten Ausführungsbeispielen der Aktuatorik 10 werden die beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} jeweils gleichzeitig von einem einzigen Aktuator 12 angesteuert, wohingegen die Kupplungen k_{VA} und k_{HA} bei der in Fig. 7 dargestellten Ausführungsform der Aktuatorik jeweils von separaten Aktuatoren 12A und 12B angesteuert werden.

Bezug nehmend auf Fig. 3 ist die Aktuatorik 10 mit einem Elektromotor als Aktuator 12 ausgeführt, dessen rotatorische Antriebsbewegung mittels einer Wandlereinrichtung 13 in eine lineare Betätigungsbewegung für die Kupplungen k_VA und k_HA umwandelbar ist. Die Wandlereinrichtung 13 weist zwei miteinander wirkverbundene Kugelgewindetriebe 14 und 15 auf, wobei die Wirkverbindung der beiden Kugelgewindetriebe 14 und 15 dadurch ausgebildet ist, dass die Kugelgewindetriebe 14 und 15 eine gemeinsame, in axialer Richtung festgelegte und von dem Elektromotor 12 rotatorisch antreibbare Mutter 16 aufweisen, die über Kugelgewinde 14A und 15A mit Spindeln 14B und 15B in Wirkverbindung steht. Die Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14, 15 sind derart mit gehäusefesten Bauteilen 17 drehfest verbunden und in axialer Richtung der Mutter 16 derart verschieblich ausgeführt, dass eine Rotation der Mutter 16 jeweils eine in axialer Richtung einer Antriebswelle 20 gerichtete translatorische Bewegung der Spindeln 14B und 15B zur Folge hat.

Die vorliegend als Lamellenkupplungen ausgeführten Kupplungen k_VA und k_HA bzw. deren Lamellenpakete 18 und 19 sind in Abhängigkeit einer axialen Position der Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 geöffnet oder in Reibeingriff. Dabei sind Innenlamellen 18A und 19A der Kupplungen k_VA und k_HA mit der Antriebswelle 20, über welche das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 2 an den Kupplungen k_VA und k_HA ansteht, drehfest verbunden. Außenlamellen 18B bzw. 19B der Kupplungen k_VA bzw. k_HA sind wiederum mit der Vorderachse 4 oder der Hinterachse 5 verbunden.

Unter Berücksichtigung der zu Fig. 2 beschriebenen Steuerung und Regelung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} ist die in axialer Richtung erfolgende Verstellung der Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 in Abhängigkeit der von dem Elektromotor 12 ausgehenden Rotationsrichtung der Mutter 16 jeweils zueinander entgegengesetzt.

Das bedeutet, dass bei einer ersten Drehrichtung des Elektromotors 12 - beispielsweise nach rechts, bei der die Spindel 14B in Richtung des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_{VA} verstellt wird, und ausgehend von einem Betriebszustand der Kupplungen k_{VA} und k_{HA}, der dem Zustand in Punkt I des Diagramms gemäß Fig. 2 entspricht, die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{VA} angehoben wird.

Gleichzeitig wird die Spindel 15B von dem Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA}, die synchron ist, in die gleiche Richtung wie die Spindel 14B verstellt. Dabei ändert sich zunächst an dem synchronen Zustand der zweiten Kupplung k_{HA} nichts. Steuert der Elektromotor 12 die Mutter 16 weiterhin mit der vorgenannten Drehrichtung an, wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} solange erhöht, bis die erste Kupplung k_{VA} ebenfalls ihren synchronen Zustand erreicht. Gleichzeitig wird der Anpressdruck, welcher von der Spindel 15B auf das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA} aufgebracht wird, stetig reduziert, wobei die zweite Kupplung k_{HA} bis zum Punkt II des Diagramms der Fig. 2 in ihrem synchronen Zustand verbleibt, da der Anpressdruck der Spindel 15B auf das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA} nach wie vor ausreicht, um ein Schlupfen bzw. eine Differenzdrehzahl zwischen den Innenlamellen 19A und den Außenlamellen 19B des Lamellenpaketes 19 der zweiten Kupplung k_{HA} zu vermeiden.

Wird die Mutter 16 weiter in der vorbeschriebenen Art und Weise mit der gleichen Drehrichtung von dem Elektromotor 12 angesteuert und werden die Spindeln 14B und 15B zunehmend in Richtung des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_VA translatorisch verschoben, geht die zweite Kupplung k_HA in einen Schlupfbetrieb über, während die erste Kupplung k_VA sich in synchronem Zustand befindet. Die dabei vorliegenden Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen sind durch die Verläufe gk_VA und gk_HA in Fig. 2 zwischen dem Punkt II und dem Punkt III graphisch dargestellt.

Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_HA mit zunehmendem Verstellweg der der zweiten Kupplung k_HA zugeordneten Spindel 15B derart reduziert wird, dass diese in einen Schlupfbetrieb übergeht. Gleichzeitig wird der Anpressdruck und die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_VA durch die fortschreitende translatorische Bewegung der der ersten Kupplung k_VA zugeordneten Spindel 14B in Richtung des Lamellenpaketes 18 erhöht. In Abhängigkeit der Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_HA steigt der Betrag des Antriebsmomentes an, der auf die Vorderachse 4 geführt wird, bis das Antriebsmoment vollständig auf die Vorderachse geführt wird. Letztgenannter Fall entspricht den Betriebszuständen der Kupplungen k_VA und k_HA in Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 2.

Fig. 4 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Aktuatorik 10, wobei die Wandlereinrichtung 13 gemäß Fig. 4 im Vergleich zu der Wandlereinrichtung 13 gemäß Fig. 3 mit einer einzigen Spindel 22 und zwei separaten Müttern 16A und 16B ausgeführt ist. Die einteilig ausgeführte Spindel

22 ist an dem gehäusefesten Bauteil 17 rotatorisch und translatorisch festgelegt, und die Muttern 16A und 16B sind über die Kugelgewinde 14A und 15A drehbar und in axialer Richtung der Antriebswelle 20 verschiebbar mit der Spindel 22 wirkverbunden.

Die Muttern 16A und 16B werden in der gleichen Art und Weise wie die in Fig. 3 gezeigten Spindeln 14B und 15B durch die rotatorische Antriebsleistung des Elektromotors 12 auf die Lamellenpakete 18 und 19 zu oder von diesen weg bewegt, wobei zwischen den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA und den Muttern 16A und 16B in der gleichen Art und Weise wie zwischen den Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 gemäß Fig. 3 und den Lamellenpaketen 18 und 19 jeweils Axialnadellager 23A und 23B sowie Federeinrichtungen 24A und 24B vorgesehen sind.

Die Axialnadellager 23A und 23B sind zum verlustärmeren Ausgleich von Differenzdrehzahlen zwischen den Spindeln 14B und 15B bzw. den Muttern 16A und 16B und den Lamellenpaketen 18 und 19 sowie zum Übertragen der Anpresskräfte der Wandlereinrichtung 13 auf die Lamellenpakete 18 und 19 vorgesehen. Die Federeinrichtungen 24A und 24B stellen vorliegend jeweils ein geeignetes Mittel dar, die Anpresskräfte der Wandlereinrichtung 19 in geeigneter Art und Weise auf die Lamellenpakete 18 und 19 aufbringen zu können.

Bei der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform der Aktuatorik 10 sind die Kupplungen k_VA und k_HA coaxial zueinander angeordnet und die Kupplung k_HA ist in die Kupplung k_VA integriert. Diese Anordnung der Kupplungen k_VA und k_HA führt zu einer geringeren axialen Baulänge des Verteilergetriebes 11 des Antriebsstranges 1 im Bereich

der beiden Kupplungen k_VA und k_HA als die in Fig. 3 und Fig. 4 dargestellte Anordnung der Kupplungen k_VA und k_HA.

Die Wandlereinrichtung 13 der Aktuatorik 10 gemäß Fig. 5 ist nur mit einem Kugelgewindetrieb 25 ausgeführt, der eine gehäuseseitig festgelegte Spindel 25C und eine von dem Elektromotor 12 rotatorisch antreibbare und in Richtung der Antriebsachse 20 translatorisch verschiebbare Mutter 25B umfasst, wobei die Spindel 25C und die Mutter 25B über ein Kugelgewinde 25A wirkverbunden sind. Die Antriebswelle 20 ist vorliegend mit einem Innenlamellenträger 18C des Lamellenpaketes 18 der Kupplung k_VA sowie einem Außenlamellenträger 19C des Lamellenpaketes 19 der Kupplung k_HA verbunden.

Des Weiteren ist die Aktuatorik 10 mit einem Federsystem 26 ausgeführt, mittels welchem in Abhängigkeit einer translatorischen Bewegung der Mutter 25B des Kugelgewindetriebes 25 die zu Fig. 2 beschriebene Steuerung und Regelung der Kupplungen k_VA und k_HA mit nur einem translatorisch bewegbaren Bauteil 27 durchführbar ist.

Das Federsystem 26 weist zwischen dem Bauteil 27, welches an der Mutter 25B bzw. an einem weiteren Axialnadellager 28 anliegt, und den Innenlamellen 18A bzw. den Außenlamellen 18B des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_VA, zwischen dem Bauteil 27 und dem Innenlamellenträger 18C des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_VA sowie zwischen dem Bauteil 27 und den Innenlamellen 19A bzw. den Außenlamellen 19B des Lamellenpaketes 19 der zweiten Kupplung k_HA jeweils als Tellerfedern ausgebildete Federn 26A, 26B, 26C auf. Die Tellerfedern 26A, 26B und 26C sind dabei derart angeordnet, dass eine translatorische Bewegung der Mutter

25B in Richtung der Lamellenpakete 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA eine Erhöhung des Anpressdruckes des Lamellenpaketes 18 der Kupplung k_VA und eine gleichzeitige Reduzierung des Anpressdruckes des Lamellenpaketes 19 der Kupplung k_HA zur Folge hat. Wird die Mutter 25B des Kugelgewindetriebes 25 von den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA wegbewegt, wird der Anpressdruck auf das Lamellenpaket 18 der ersten Kupplung k_VA reduziert und der Anpressdruck auf das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_HA vergrößert.

In Fig. 6 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel der Aktuatorik 10 dargestellt, bei dem die Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen k_VA und k_HA durch eine auf der Antriebswelle 20 verschiebbar angeordnete Schiebehülse 29 steuer- und regelbar sind. Zwischen der Schiebehülse 29 und den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA ist jeweils wiederum ein Federsystem 26 mit Federn 26A, 26B und 26C angeordnet. Die Anpresskraft, welche in Abhängigkeit einer axialen Position der Schiebehülse 29 von dem Federsystem 26 jeweils auf die Lamellenpakete 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA aufgebracht wird, wird von den Federn 26A bis 26C in geeigneter Art und Weise übertragen.

In die Schiebehülse 29 greift ein Stellhebelteil 30 ein, das in die durch den Doppelpfeil in Fig. 6 dargestellten Richtungen translatorisch von dem Aktuator 12 betätigbar ist. Der Aktuator 12, welcher in Fig. 6 lediglich stark schematisiert dargestellt ist, ist vorliegend als Elektromotor ausgeführt. Der rotatorische Antrieb des Elektromotors 12 wird zur Betätigung der Kupplungen k_VA und k_HA über einen nicht näher dargestellten Kugelgewindetrieb auf das Stellhebelteil 30 übertragen.

Zwischen einem Anschlag 31 und der Schiebehülse 29 ist die Feder 26C vorgesehen. Die Feder 26C sorgt bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 dafür, dass das Antriebsmoment wenigstens auf eine der beiden Fahrzeugachsen 4 oder 5 übertragen wird und eine Fahrt in die nächste Werkstatt ohne Allradantrieb möglich ist. Dabei sind die Federkräfte der Federn 26A bis 26C derart aufeinander abgestimmt, dass das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_HA bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 über die Schiebehülse 29 mit einer derartigen Anpresskraft beaufschlagt wird, dass das Antriebsmoment über die Kupplung k_HA auf die Hinterachse 5 des Fahrzeuges bzw. des Antriebsstranges 1 geführt wird. Die Kupplung k_VA ist dabei geöffnet, und es wird kein Moment auf die Vorderachse 4 übertragen.

Selbstverständlich liegt es im Ermessen des Fachmannes, die Federkräfte der Federn 26A, 26B und 26C derart aufeinander abzustimmen, dass bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 die Kupplungen k_VA und k_HA derart betätigt werden, dass das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 in einem bestimmten Verhältnis, d. h. mit einem bestimmten Verteilungsgrad zwischen der Vorderachse 4 und der Hinterachse 5, auf die beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 verteilt wird.

Bezug nehmend auf Fig. 7 ist eine weitere Ausführungsform der Aktuatorik 10 dargestellt, bei der zum Betätigen der Kupplung k_VA und k_HA zwei Aktuatoren 12A, 12B vorgesehen sind. Die Aktuatoren 12A und 12B treiben jeweils die getrennt ausgeführten Kugelgewindetriebe 33 und 34 zur Betätigung der Kupplungen k_VA und k_HA an. Die Ansteuerung der Aktuatoren 12A und 12B ist derart miteinander gekop-

pelt, dass jeweils eine Betätigung der einen Kupplung k_{VA} bzw. k_{HA} mit der Betätigung der anderen Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} korrespondiert. Die Betätigung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} ist derart, dass die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{VA} oder der Kupplung k_{HA} variiert wird, während die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung k_{VA} bzw. k_{HA} konstant auf einem Wert gehalten wird, der einen synchronen Zustand dieser Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} bewirkt.

Die Muttern 33A und 33B der Kugelgewindetriebe 33 und 34 sind auf der Antriebswelle 20 translatorisch fixiert und drehbar mit den Elektromotoren 12A und 12B verbunden, wobei eine Rotation der Muttern 33A und 34A über Kugelgewinde 33B und 34B auf Spindeln 33C und 34C der Kugelgewindetriebe 33 und 34 übertragen wird. Die Spindeln 33C und 34C sind gehäuseseitig rotatorisch fixiert und zur Betätigung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} in axialer Richtung der Antriebswelle 20 translatorisch verschieblich auf der Antriebswelle 20 angeordnet.

Bezugszeichenliste

	1	Antriebsstrang
	2	Antriebsmaschine
5	3	Hauptgetriebe
	4	antreibbare Fahrzeugachse, Vorderachse
	5	Antreibbare Fahrzeugachse, Hinterachse
	6	Antriebsrad
	7	Antriebsrad
10	8	Querverteilergetriebe
	9	Querverteilergetriebe
	10	Aktuatorik
	11	Verteilergetriebe
	12	Aktuator
15	12A,B	Aktuator
	13	Wandlereinrichtung
	14	Kugelgewindetrieb
	14A	Kugelgewinde
	14B	Spindel
20	15	Kugelgewindetrieb
	15A	Kugelgewinde
	15B	Spindel
	16	Mutter
	16A,B	Mutter
25	17	gehäusefestes Bauteil
	18	Lamellenpaket
	18A	Innenlamellen
	18B	Außenlamellen
	18C	Innenlamellenträger
30	19	Lamellenpaket
	19A	Innenlamellen
	19B	Außenlamellen
	19C	Außenlamellenträger

	20	Antriebswelle
	22	Spindel
	23A, B	Axialnadellager
	24A, B	Federeinrichtung
5	25	Kugelgewindetrieb
	25A	Kugelgewinde
	25B	Mutter
	25C	Spindel
	26	Federsystem
10	26A, B, C	Feder
	27	Bauteil
	28	Axialnadellager
	29	Schiebehülse
	30	Stellhebelteil
15	31	Anschlag
	33	Kugelgewindetrieb
	33A	Mutter
	33B	Kugelgewinde
	33C	Spindel
20	34	Kugelgewindetrieb
	34A	Mutter
	34B	Kugelgewinde
	34C	Spindel
	k_VA	erste Kupplung
25	k_HA	zweite Kupplung
	1_VA	Längsverteilerantriebsstrang, Vorderachse
	1_HA	Längsverteilerantriebsstrang, Hinterachse
	gvt	Verlauf des Verteilergrades
	gk_VA	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der
30		ersten Kupplung
	gk_HA	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der
		zweiten Kupplung

- W(u) unterer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der
 Kupplungen
- W(o) oberer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der
 Kupplungen

P a t e n t a n s p r ü c h e

5 1. Antriebsstrang (1) eines Fahrzeugs mit wenigstens
zwei antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5), mit einem zwischen
einer Antriebsmaschine (2) und den Fahrzeugachsen (4, 5)
angeordneten Hauptgetriebe (3) zum Darstellen verschiedener
Übersetzungen, und mit jeweils einer steuer- und regelbaren
10 reibschlüssigen Kupplung (k_VA, k_HA), die zwischen dem
Hauptgetriebe (3) und den Fahrzeugachsen (4, 5) angeordnet
ist und deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine Aktu-
atorik (10) einstellbar ist, wobei ein Antriebsmoment zwis-
schen den antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5) in Abhängig-
15 keit der eingestellten Übertragungsfähigkeiten der Kupplun-
gen (k_VA, k_HA) verteilbar ist.

 2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Übertragungsfähigkei-
20 ten der Kupplungen (k_VA, k_HA) von einem gemeinsamen Aktu-
ator (12) steuer- und regelbar sind.

 3. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Übertragungsfähigkei-
25 ten der Kupplungen (k_VA, k_HA) von separaten Aktuatoren
(12A, 12B) steuer- und regelbar sind.

 4. Antriebsstrang nach Anspruch 2 oder 3, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t , dass der Aktuator (12;
30 12A, 12B) als ein Elektromotor ausgeführt ist, dessen rota-
torische Antriebsbewegung mittels einer Wandlereinrichtung
(13) in eine translatorische Betätigung für die Kupplungen
(k_VA, k_HA) umwandelbar ist.

5 5. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Wandlereinrichtung
(13) zwei miteinander wirkverbundene Kugelgewindetriebe
(14, 15; 33, 34). aufweist.

10 6. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Kugelgewindetriebe
(14, 15) eine gemeinsame, in axialer Richtung festgelegte
und von dem Elektromotor (12) rotatorisch antreibbare Mut-
ter (16) sowie jeweils eine Spindel (14B, 15B) aufweisen,
wobei eine Rotation der Mutter (16) jeweils derart mitein-
ander korrespondierende translatorische Bewegungen der
Spindeln (14B, 15B) zur Folge hat, dass die Übertragungsfä-
15 higkeit einer der Kupplungen (k_VA bzw. k_HA) variiert und
die Übertragungsfähigkeit der jeweils anderen Kupplung
(k_VA bzw. k_HA) auf einem Wert gehalten wird, der einem
synchrone Zustand dieser Kupplung (k_VA bzw. k_HA) ent-
spricht.

20 7. Antriebsstrang nach Anspruch 5, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Kugelgewindetriebe
(14, 15) eine gemeinsame, in axialer Richtung und rotato-
risch festgelegte Spindel (22) aufweisen, auf der zwei Mut-
25 tern (16A, 16B) angeordnet sind, welche von dem Elektromo-
tor (12) rotatorisch antreibbar sind und die während einer
Rotation in Abhängigkeit einer Gewindesteigung der Kugelge-
windetriebe (14, 15) eine jeweils derart miteinander kor-
respondierende translatorische Bewegung zur Betätigung der
30 Kupplungen (k_VA, k_HA) ausführen, dass die Übertragungsfä-
higkeit einer Kupplung (k_VA bzw. k_HA) variiert und die
Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_HA bzw. k_VA)

auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) entspricht.

8. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Wandlereinrichtung (13) nur einen Kugelgewindetrieb (25) aufweist, wobei zwischen den Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) und dem Kugelgewindetrieb (25) wenigstens ein Federsystem (26) angeordnet ist, mittels welchem bei einer translatorischen Betätigungsbewegung des Kugelgewindetriebs (25) gleichzeitig derart jeweils zueinander entgegengesetzte Betätigungen der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) generierbar sind, dass die Übertragungsfähigkeit einer der Kupplungen (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und die Übertragungsfähigkeit der jeweils anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) entspricht.

9. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatorik (10) mit jeweils einem Aktuator (12A, 12B) und jeweils einem damit korrespondierenden Kugelgewindetrieb (33, 34) für jede der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) ausgeführt ist, wobei die Ansteuerung der Aktuatoren (12A, 12B) miteinander gekoppelt ist und jeweils eine Betätigung der einen Kupplung (k_{VA}) an die Betätigung der anderen Kupplung (k_{HA}) derart angepasst ist, dass die Übertragungsfähigkeit einer Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) entspricht.

10. Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges (1) gemäß einem der vorstehend genannten Patentan-

sprüche, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass zur Verteilung eines Antriebsmomentes zwischen den beiden antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5) die Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) derart eingestellt werden, dass eine Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) einen synchronen Zustand aufweist und die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) zwischen einem unteren Grenzwert ($W(u)$) und einem oberen Grenzwert ($W(o)$), der einem synchronen Zustand der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) entspricht, variiert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass bei Vorliegen des unteren Grenzwerts ($W(u)$) der Übertragungsfähigkeit der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) im wesentlichen kein Drehmoment von den Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) übertragen wird und in synchronem Zustand der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) ein an einer Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) anliegendes Antriebsmoment vollständig und wenigstens annähernd verlustfrei übertragen wird.

12. Verfahren nach Anspruch 10 oder 11, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass bei Vorliegen einer Übertragungsfähigkeit einer Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}), die dem unteren Grenzwert ($W(u)$) entspricht, auf die Fahrzeugachse (4 oder 5), die dieser Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}) nachgeschaltet ist, im wesentlichen kein Antriebsmoment geführt wird, und dass das Antriebsmoment der Antriebsmaschine im wesentlichen vollständig auf die der synchronen Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}) nachgeschalteten Fahrzeugachse (5 oder 4) geführt wird.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass ein Vertei-

lungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen (4, 5) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeit der Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) variiert, deren Übertragungsfähigkeit verändert wird.

1 / 7

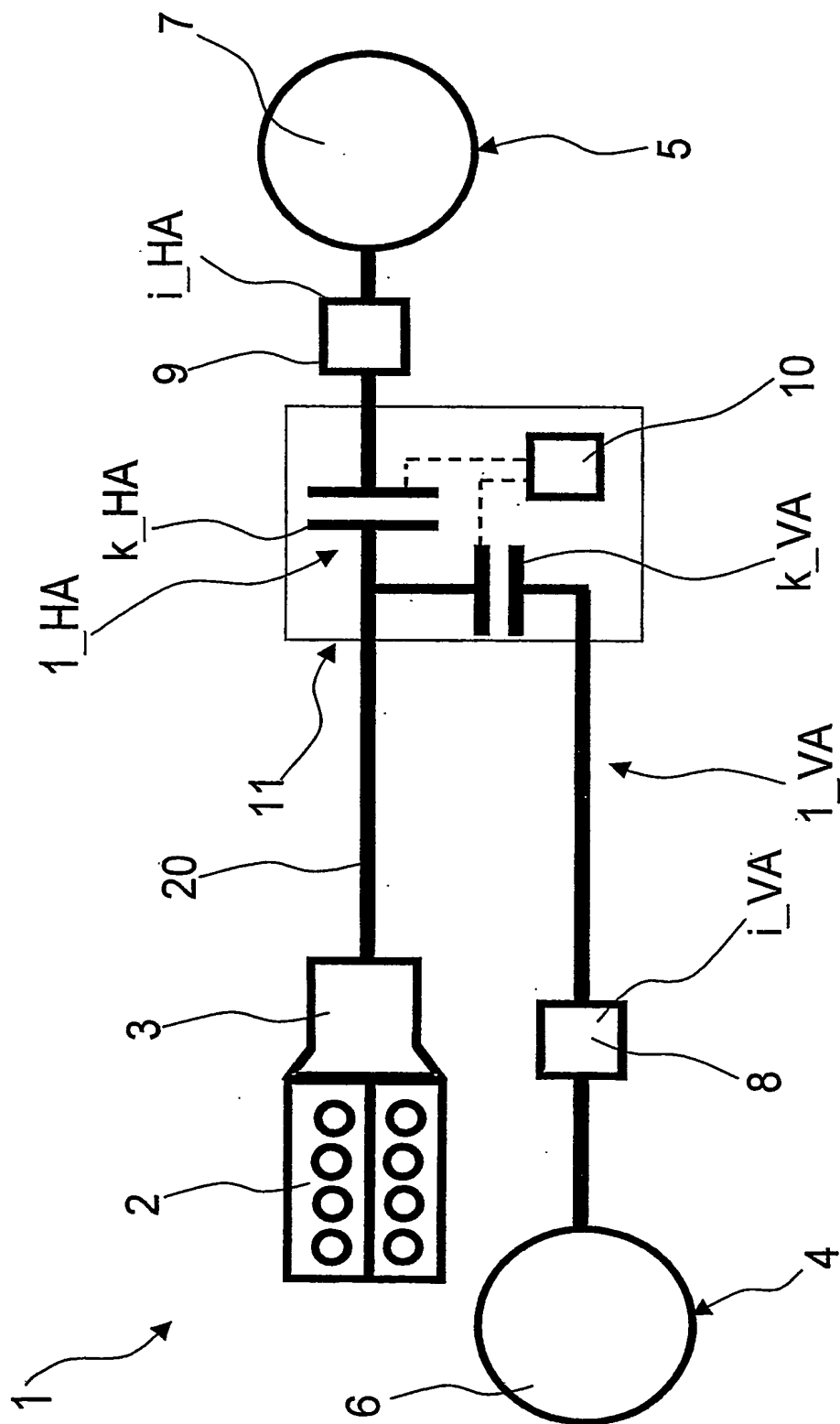


Fig. 1

2 / 7

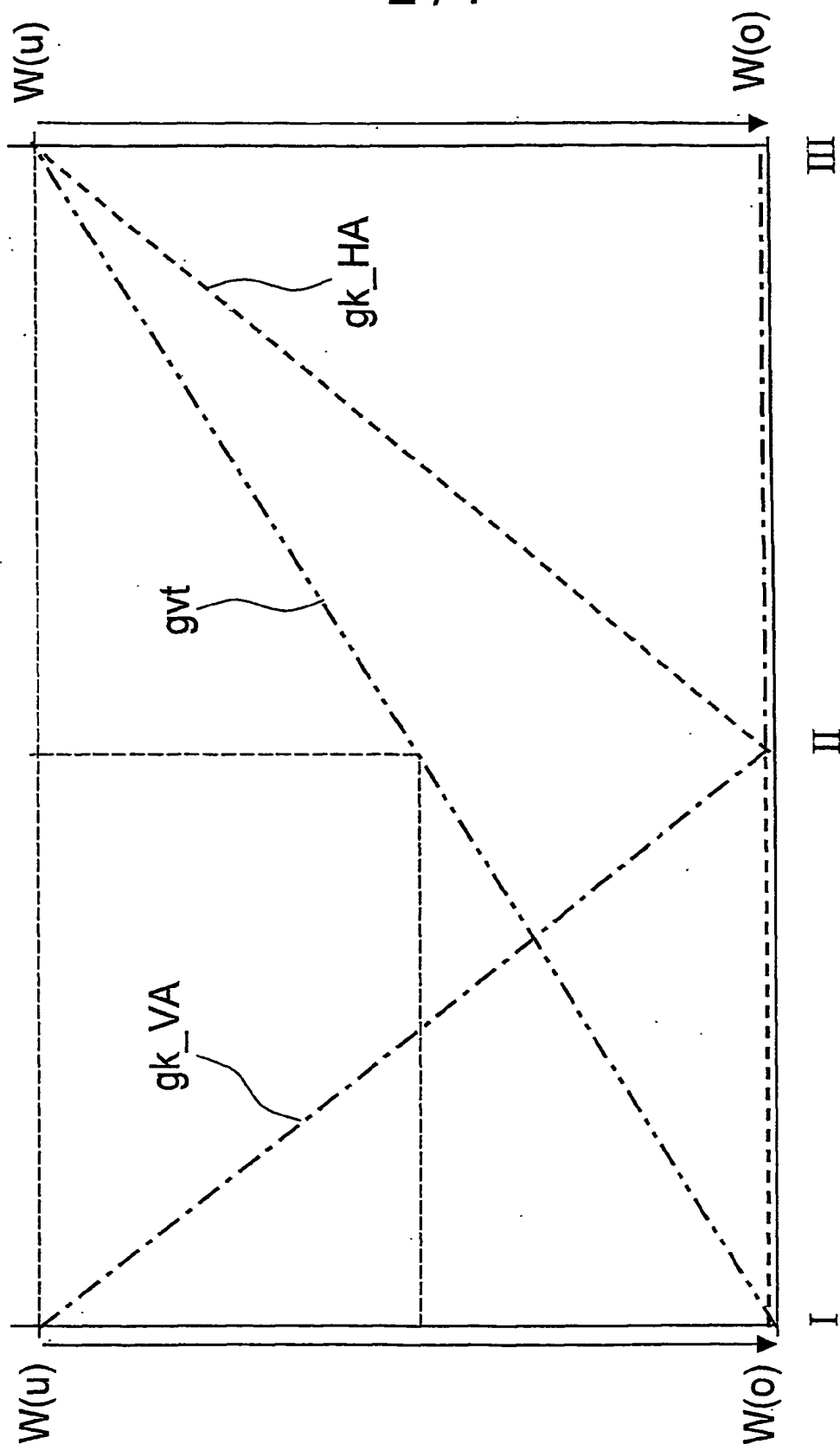


Fig. 2

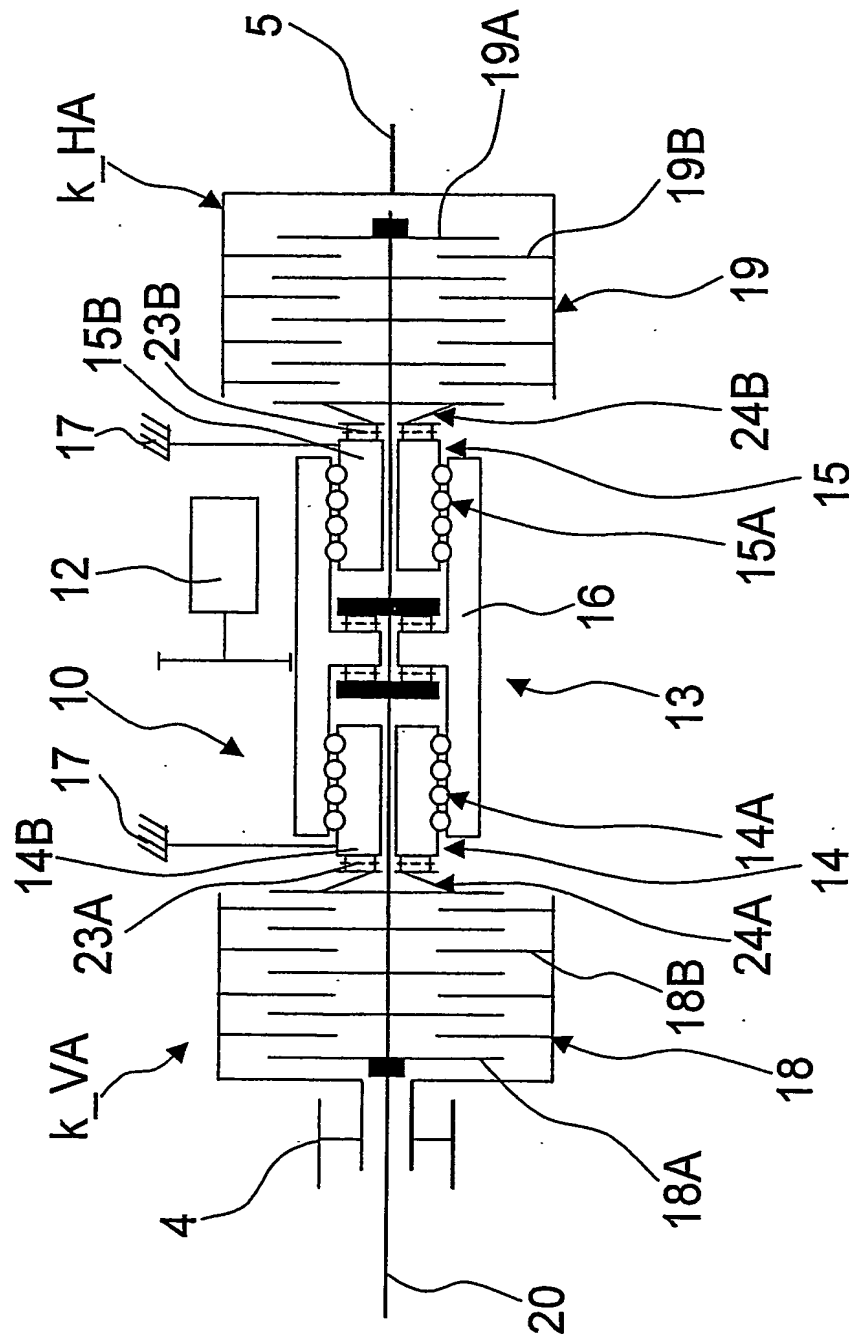


Fig. 3

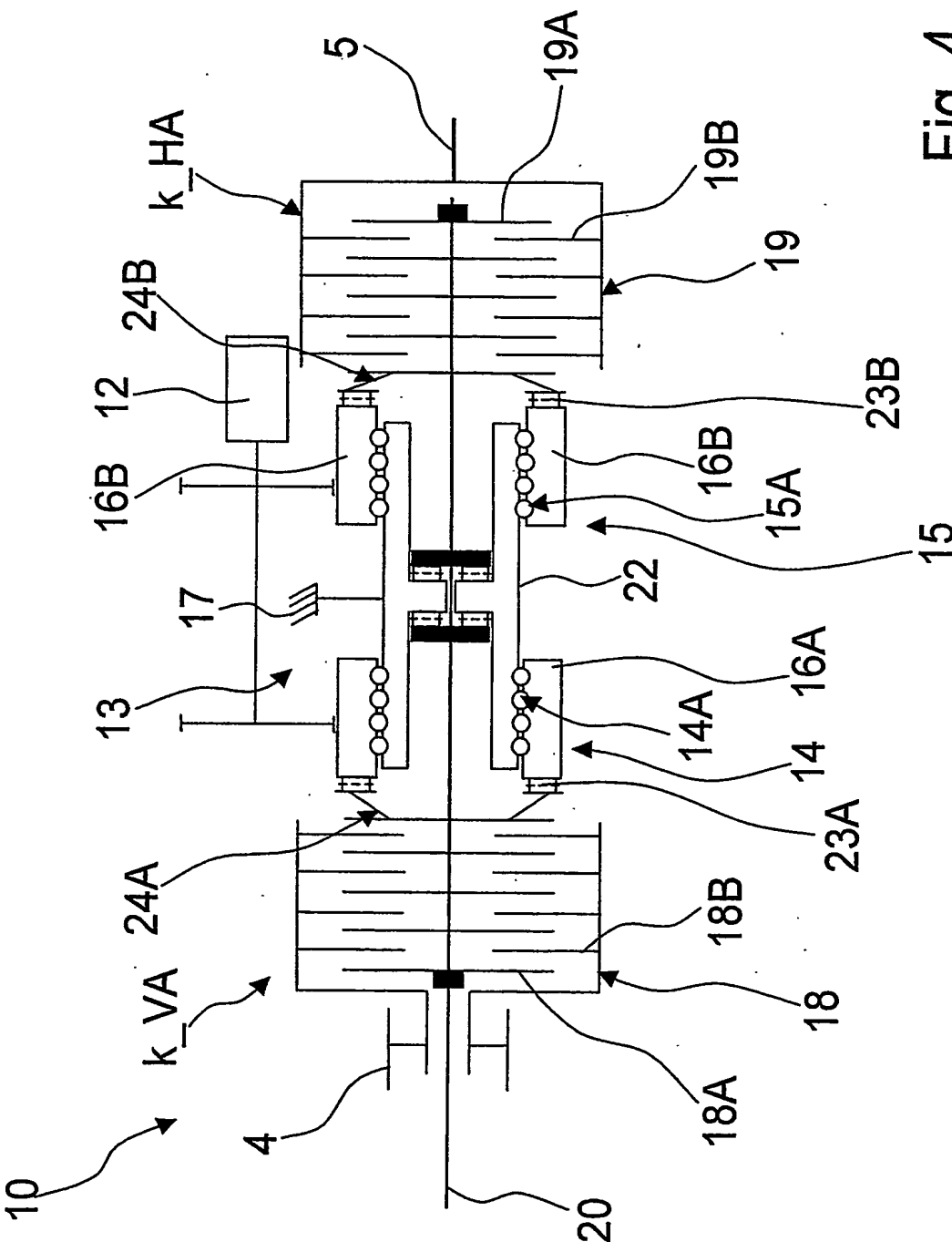


Fig. 4

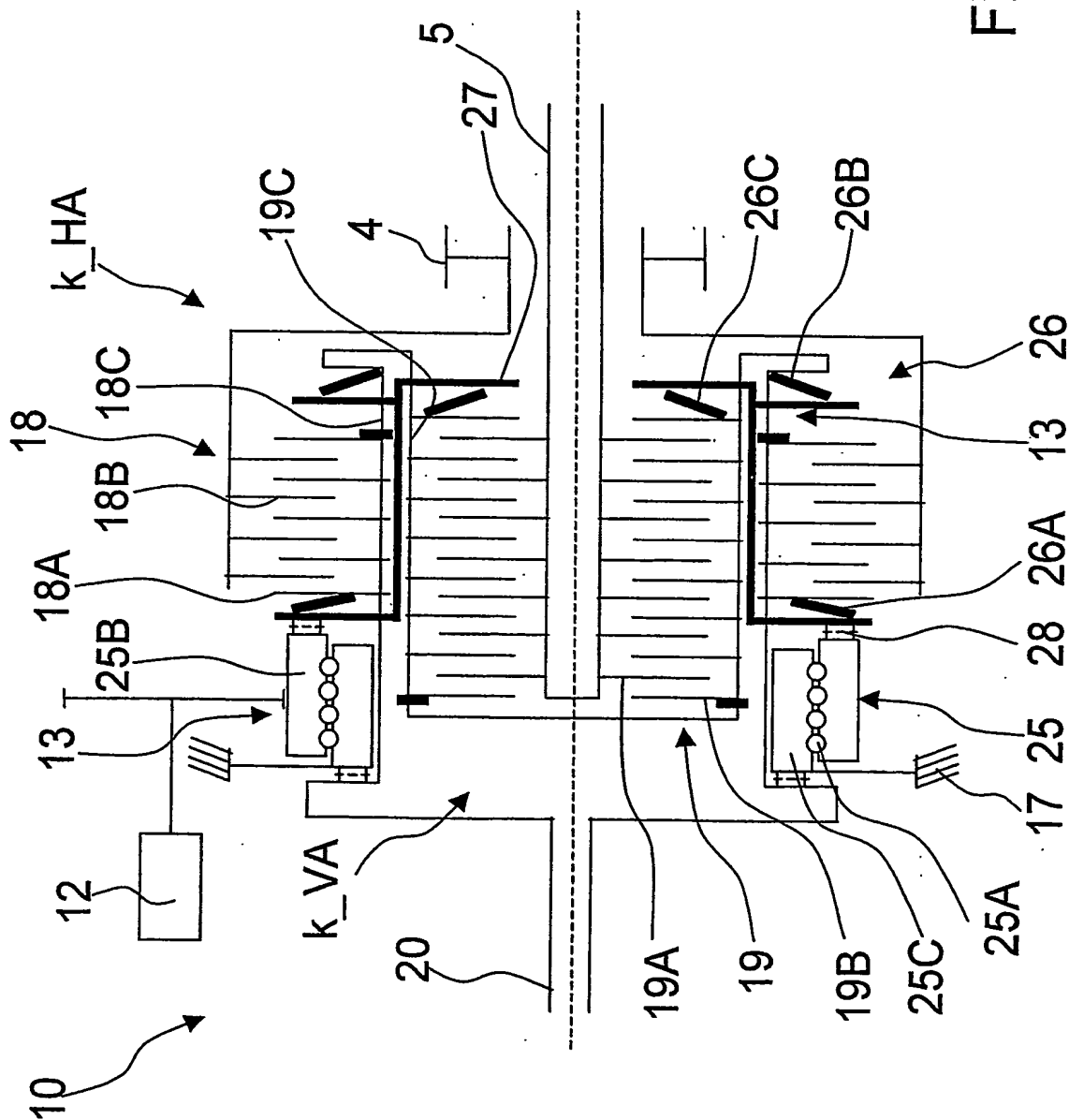


Fig. 5

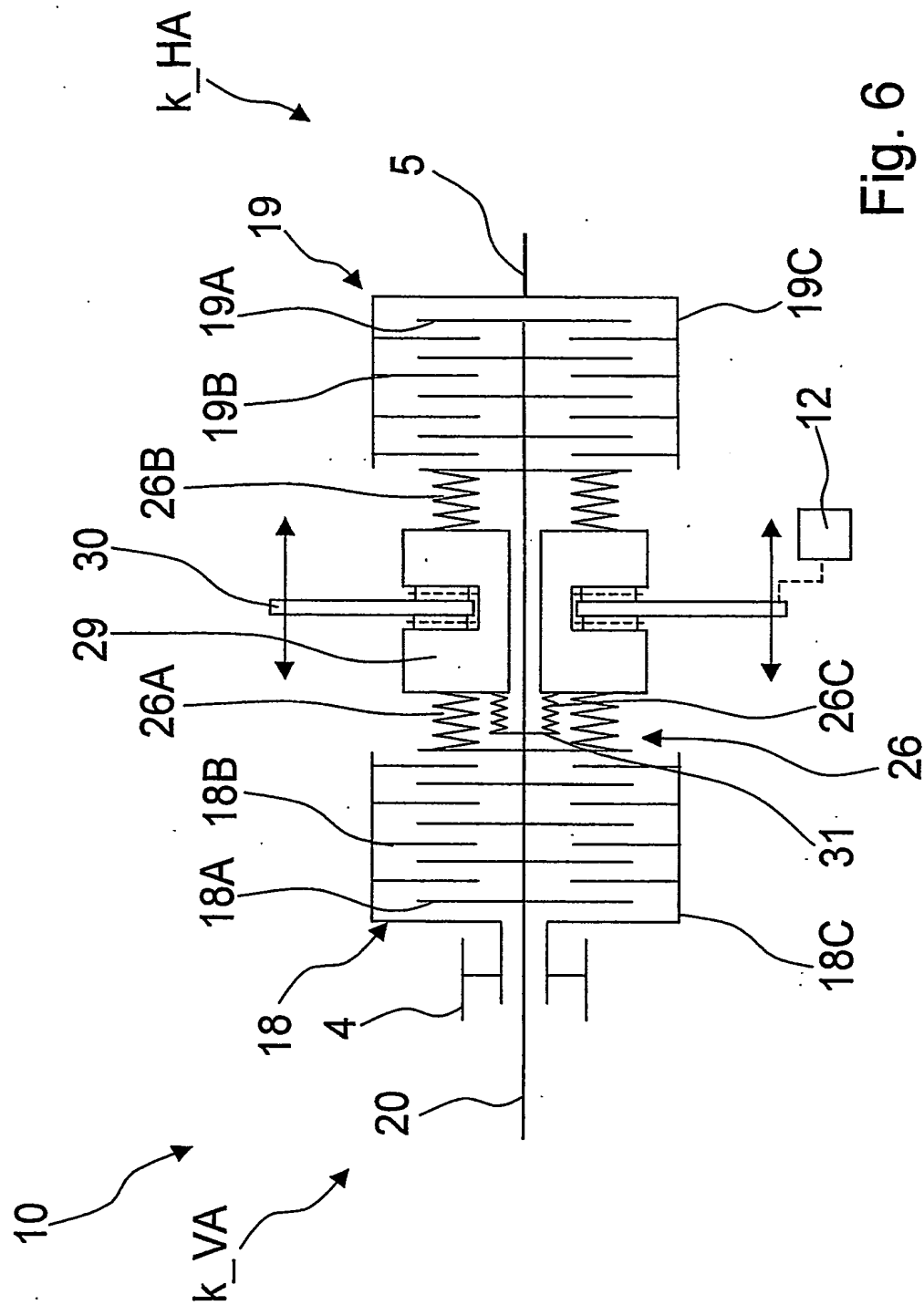


Fig. 6

7 / 7

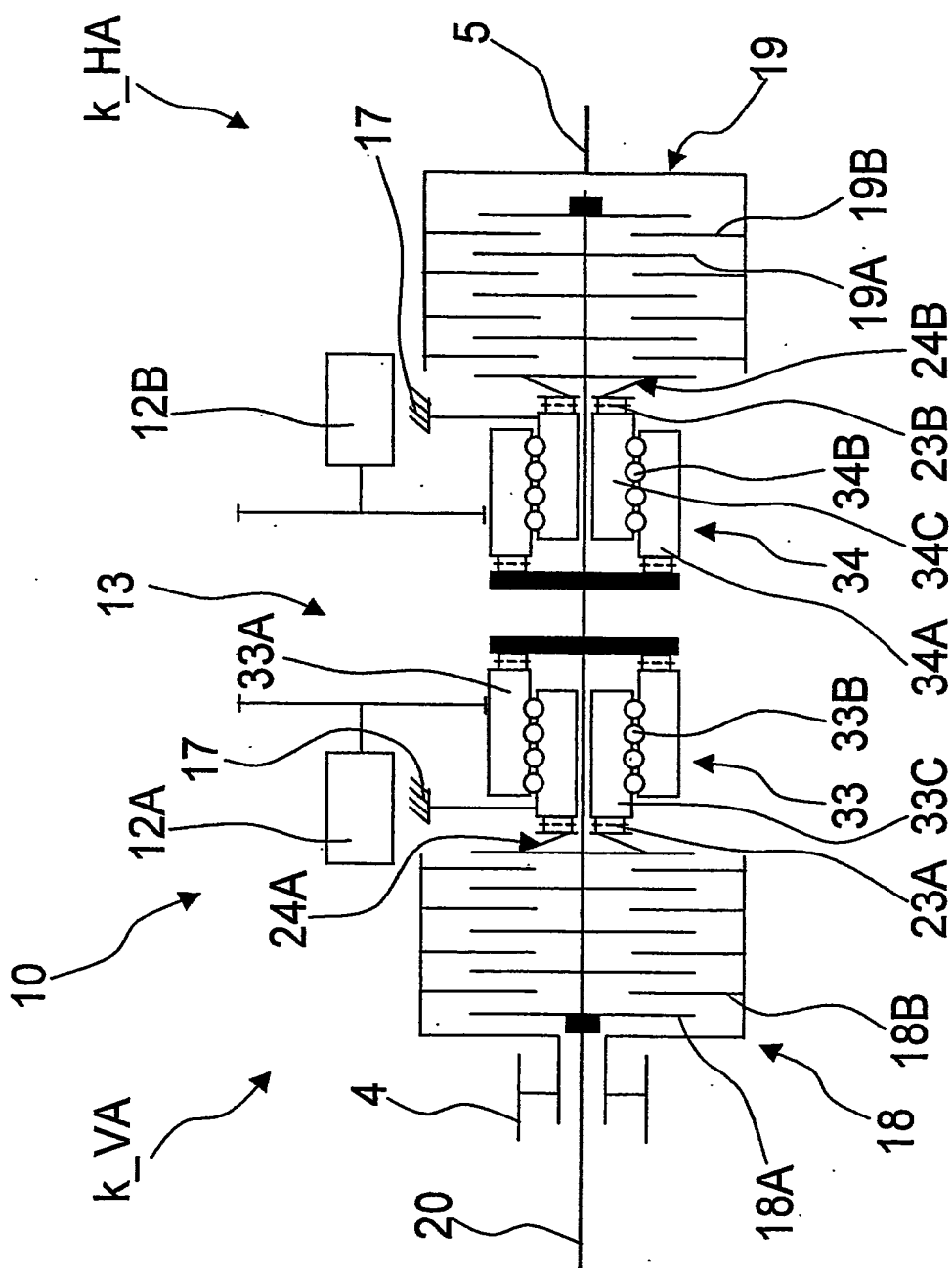


Fig. 7